

Objektyp: **Miscellaneous**

Zeitschrift: **Bulletin technique de la Suisse romande**

Band (Jahr): **75 (1949)**

Heft 6

PDF erstellt am: **13.09.2024**

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern. Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

ABONNEMENTS :

Suisse : 1 an, 20 francs
Etranger : 25 francs

Pour sociétaires :

Suisse : 1 an, 17 francs
Etranger : 22 francs

Pour les abonnements
s'adresser à la librairie

F. ROUGE & Cie
à Lausanne

Prix du numéro :
1 Fr. 25

Organe de la Société suisse des ingénieurs et des architectes, des Sociétés vaudoise et genevoise des ingénieurs et des architectes, de l'Association des anciens élèves de l'Ecole polytechnique de l'Université de Lausanne et des Groupes romands des anciens élèves de l'Ecole polytechnique fédérale.

COMITÉ DE PATRONAGE. — Président : R. NEESER, ingénieur, à Genève; Vice-président : G. EPITAUX, architecte, à Lausanne; secrétaire : J. CALAME, ingénieur, à Genève. Membres : *Fribourg* : MM. † L. HERTLING, architecte; P. JOYE, professeur; *Vaud* : MM. F. CHENAUX, ingénieur; E. D'OKOLSKI, architecte; A. PARIS, ingénieur; CH. THÉVENAZ, architecte; *Genève* : MM. L. ARCHINARD, ingénieur; E. MARTIN, architecte; E. ODIER, architecte; *Neuchâtel* : MM. J. BÉGUIN, architecte; G. FURTER, ingénieur; R. GUYE, ingénieur; *Valais* : MM. J. DUBUIS, ingénieur; D. BURGNER, architecte.

Rédaction : D. BONNARD, ingénieur. Case postale Chauderon 475, LAUSANNE

TARIF DES ANNONCES

Le millimètre
larg. 47 mm.) 20 cts.

Réclames : 60 cts. le mm.
(largeur 95 mm.)

Rabais pour annonces
répétées

ANNONCES SUISSES S.A.

5, Rue Centrale
Tél. 2 33 26



LAUSANNE
et Succursales

CONSEIL D'ADMINISTRATION DE LA SOCIÉTÉ ANONYME DU BULLETIN TECHNIQUE

A. STUCKY, ingénieur, président; M. BRIDEL; G. EPITAUX, architecte; R. NEESER, ingénieur.

SOJMAIRE : *Le calcul thermodynamique des compresseurs centrifuges* (suite et fin), par L.-G. VALDENAZZI, ing. méc. et naval. — *Les câbles électriques, leur développement et leurs perspectives d'avenir*, par E. FORETAY, ingénieur à la S.A. des Câbleries et Tréfileries, Cossonay-Gare. — *DIVERS : L'enseignement des sciences appliquées.* — *BIBLIOGRAPHIE.* — *CARNET DES CONCOURS.* — *SERVICE DE PLACEMENT.* — *NOUVEAUTÉS, INFORMATIONS DIVERSES : La céramique du bâtiment*, par A. EYPPER.

Le calcul thermodynamique des compresseurs centrifuges

par L.-G. VALDENAZZI, ing. méc. et naval,

chargé du Cours de machines thermiques et hydrauliques à l'Université de Gênes;
chef du Bureau des études et expériences spéciales, Ansaldo S. A., Gênes

(Suite et fin.)¹

12. Enfin, nous évaluerons le travail nécessaire à la compression à partir de l'état réel à l'entrée de la première roue (en dépression par rapport à l'enceinte d'où elle aspire). Cette dépression est produite par la machine même pour y accélérer le gaz, en lui faisant vaincre les pertes de charge dans le conduit d'aspiration. Si la valeur de la vitesse est la même à l'entrée et à la sortie de tous les étages et aussi à la sortie de la machine, les différents η_c seront tous égaux à l'unité. En effet l'évaluation du travail à partir d'une dépression par rapport au milieu ambiant revient à en augmenter la valeur et on peut alors supposer que la vitesse que le fluide possède à l'entrée de la première roue lui soit fournie par l'extérieur². Si toutefois cette vitesse est modifiée dans le parcours du gaz dans la machine, tout se passe comme si la machine recevait ou donnait du travail du ou au milieu extérieur. Cette manière d'envisager le problème correspond au fait établi qu'un compresseur est une machine qui doit débiter un gaz à une certaine pression et à une certaine vitesse dans le tuyau de refoulement.

13. Les données de calcul sont : le débit Q (en Kg/sec), les conditions du milieu d'aspiration (pression et température; on admet ici que le gaz soit sec, par simplicité); pression de refoulement p_2 , vitesse de refoulement c_2 et souvent le nombre de tours (tours/min.) fixé par le moteur d'entraînement.

A l'aide des lois de la similitude et par comparaison aux machines existantes on arrive à déterminer le nombre d'étages du turbocompresseur. Si la valeur de n (tours/min) est libre, on en fixe, dans la recherche ci-dessus, la valeur la plus favorable au point de vue du rendement et du coût de la machine. Ces méthodes sortent du cadre de ce travail et nous les supposons bien connues.

Une fois le nombre d'étages déterminé on fixe une valeur probable (à contrôler par la suite) pour le rendement total du compresseur $\bar{\eta}_{ts,t}$.

Il est indispensable maintenant de connaître la pression réelle à l'aspiration de la première roue, c'est-à-dire la dépression produite par le compresseur à son entrée. La dépression est fonction de la vitesse d'entrée et des pertes de charge dans le conduit d'aspiration.

La vitesse d'entrée (axiale) est, dans les machines courantes, environ un tiers de la vitesse périphérique de la première roue; il n'est pas difficile de prévoir cette dernière vitesse et de passer à celle d'entrée.

On admet que l'accélération dans le conduit d'aspiration soit polytropique à exposant plus grand que celui de l'adiabatique, pour tenir compte des pertes. Le procédé est tout à fait égal à celui employé pour le calcul des tuyères des turbines, en admettant un coefficient réducteur de vitesse. On arrive ainsi à déterminer la pression et la température du gaz accéléré.

Le rapport entre la pression de refoulement et la pression réelle à l'entrée de la première roue donne le rapport de

¹ Voir *Bulletin technique* du 26 février 1949, p. 53.

² Le rendement de la machine avec cette hypothèse est pratiquement égal au « rendement sur la pression totale » employé par d'autres auteurs.